



⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑯ **Patentschrift**  
⑯ **DE 39 15 959 C2**

⑯ Int. Cl. 5:

**F 16 H 1/445**  
B 60 K 23/04  
B 60 K 17/20

⑯ Aktenzeichen: P 39 15 959.0-12  
⑯ Anmeldetag: 18. 5. 89  
⑯ Offenlegungstag: 22. 11. 90  
⑯ Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 16. 1. 92

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Patentinhaber:

GKN Automotive AG, 5200 Siegburg, DE

⑯ Vertreter:

Harwardt, G., Dipl.-Ing.; Neumann, E., Dipl.-Ing.,  
Pat.-Anwälte; Jörg, C., Rechtsanw., 5200 Siegburg

⑯ Erfinder:

Mildt, Helmut; Kühn, Gerald, 5000 Köln, DE; Botterill,  
John, Dr., 6600 Saarbrücken, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-OS 37 33 771  
DE-OS 37 07 115  
JP 62-1 96 951

⑯ Ausgleichsgetriebe

**DE 39 15 959 C2**

**BEST AVAILABLE COPY**

**BEST AVAILABLE COPY**

**DE 39 15 959 C2**

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe mit extern veränderlich steuerbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb, mit diesem koaxial angeordneten und drehbar gekoppelten, jeweils mit einer Abtriebswelle drehfest verbundenen Abtriebselementen — zwei Abtriebsräder oder einem Abtriebsrad und einem Planetenträger —, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern und einer Reibanordnung, die abwechselnd drehfest mit einem ersten der koaxial liegenden Teile — Differentialkorb oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger — verbundene Außenlamellen und drehfest mit einem anderen der koaxial liegenden Teile — Differentialkorb oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger — verbundene Innenlamellen gegebenenfalls unter Zwischenschaltung frei drehender Zwischenscheiben umfaßt, wobei diese einerseits an einer Stützfläche eines der Teile — Differentialkorb oder eines der Abtriebsräder — axial abgestützt sind und andererseits über eine Betätigungsseinrichtung axial beaufschlagbar sind, wobei die Betätigungsseinrichtung einen zum Gehäuse dreh- und axialfesten Stützring, einen dazu relativ begrenzt verdrehbaren, axial verschiebbaren Stellring und einen diesen bedarfsweise antreibenden Drehantrieb aufweist und sich der Stellring zumindest mittelbar an über dem Umfang wirksamen Steuerkurven oder -rillen gegenüber dem Stützring abstützt.

Ein Ausgleichsgetriebe der eingangs genannten Art ist aus der JP 62-1 96 951 A bekannt. Aufgrund der über dem Umfang linearen Steigung der Steuerrillen, in denen Kugel laufen, wird die Betätigungsseinrichtung, insbesondere bei zunehmendem Reiblamellenverschleiß ungünstig ansprechen, da die Steigung der Steuerrillen als solche im Hinblick auf die Regelbarkeit begrenzt sein muß.

Hier von ausgehend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe der genannten Art zu schaffen, das eine kompakte Bauform und eine schnell ansprechende gut regelbare Betätigung aufweist. Die Lösung hierfür besteht darin, daß die Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen des Stützrings und des Stellrings, die zwischen dem Stützring und dem Stellring in abstützender, den Stellring bei Verdrehung verschiebender Wirkverbindung stehen, eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen und eine zunächst starke und dann geringere axiale Änderungsrate der auf den Stellring wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen.

Die erfindungsgemäße Wirkung liegt darin, daß während einer ersten Phase der Betätigung durch einen steilen Anstieg der wirksamen Axialkomponenten eine starke Spreizungsrate zwischen Stellring und Stützring bewirkt werden kann, solange aufgrund des Spiels zwischen den Lamellen keine oder keine nennenswerten Reaktionskräfte überwunden werden müssen. Der anfangs steile Anstieg der wirksamen Axialkomponente verbessert somit das Ansprechen der Sperrkupplung. Danach soll der Anstieg der wirksamen Axialkomponente bevorzugt progressiv abfallen, bis der gewünschte Anstieg für den Arbeitsbereich der Sperrwirkung erreicht wird. Der Verlauf der obigen Steigungsänderung kann mathematisch in der Form

$$\frac{dy}{dx} = \frac{a}{x} \text{ bzw. } \frac{dy}{dx} = b - ax$$

dargestellt werden. y ist die axial wirksame Höhenveränderung der Kugelrille oder Rampenfläche, x ist der entsprechende Weg in Umfangsrichtung in der Kugelrille oder auf der Rampenfläche. Es ergibt sich ein Profil nach

$$y = a \ln x + b \text{ bzw. } y = bx - \frac{ax^2}{2} + c.$$

Es bleibt die Anfangs- und Auslaufanstellwinkel festzulegen. Es ist bei Kugelrillen ein Anfangswinkel von 6° — 9° und ein Auslaufwinkel von 1° — 1,5° angemessen. Im Arbeitsbereich ist der vorerwähnte Auslaufwinkel bis zum Ende der Bahn konstant. Damit ist sichergestellt, daß für alle Verschleißzustände die Sperre im Arbeitsbereich nach der gleichen Kennlinie betätigt wird.

Als eine bevorzugte Ausführung wird vorgeschlagen, die Drehbewegung in eine Axialbewegung dadurch umzusetzen, daß den zugewandten Stirnflächen von Stellring und Stützring Vertiefungen paarweise gegenüberliegend zugeordnet sind, die gegenläufig in Umfangsrichtung von der tiefsten Stelle zur Stirnfläche ansteigend ausgebildet sind, wobei jeweils ein Paar von Vertiefungen zwischen sich einen Wälzkörper, insbesondere eine Kugel, aufnimmt. Hierdurch können die Reibverhältnisse günstig beeinflußt werden.

Nach einer bevorzugten Ausführung wird ein ringförmiger oder scheibenförmiger Kugelkäfig vorgesehen, der die Kugeln in axialen Durchgangslöchern aufnimmt, damit alle Kugeln in den mit veränderlicher Steigung ausgeführten Kugelrillen synchron laufen.

Nach einer ersten günstigen Ausbildung sind als Steuerkurven Kugelrillen in den beiden Stirnflächen vorgesehen, in denen sich einander gegenüberliegenden Stirnflächen abstützende Kugelkörper laufen. Hierbei ist bei konstantem Radius eine Veränderung der Kugelrillentiefe gemäß den oben beschriebenen unterschiedlichen Raten möglich. Eine zweite günstige Ausgestaltung geht dahin, die Tiefenänderung über dem Kugelrillenverlauf konstant zu halten, die Kugelrillen jedoch mit einer zunehmenden Radialkomponente verlaufen zu lassen, so daß über dem Verdrehwinkel des Stellringes die axiale Verschieberate zunehmend geringer wird. Selbstverständlich ist auch eine Kombination der beiden hier angegebenen Ausgestaltungen möglich. Bevorzugt sind über den Umfang mindestens drei solcher Rillenpaare und damit Wälzkörper vorgesehen. Die tiefste Stelle der Vertiefungen in Verbindung mit der Kugel dient als Rückdrehanschlag zur Begrenzung der Rückstellbewegung des Stellringes gegenüber dem Stützring.

Von Vorteil bei dieser Ausbildung ist, daß der Drehantrieb durch die unmittelbare Abstützung des Stellrings an einer gehäusefesten Steuerkurve und durch die axiale Verschiebbarkeit des Stellrings eine Reduzierung der erforderlichen Bauteile und damit eine weitere axiale Verkleinerung, also eine Reduzierung des Bauraumes ermöglicht wird.

Die Anwendung der vorstehenden Anordnung bei einem Planetendifferential, bei dem die Außen- und Innenlamellen jeweils einer Abtriebswelle, d.h. nicht u.a. dem Differentialkorb, zugeordnet sind, erweist sich als äußerst kompakt in der Baulänge, was insbesondere für Frontantriebsfahrzeuge mit quereingebautem Motor von Vorteil ist. Der Baulängengewinn ergibt sich aus der dadurch möglichen Reduzierung der Reiblamellenan-

zahl.

Bevorzugt ist in weiterer Ausgestaltung vorgesehen, daß der Drehantrieb ein mindestens einstufiges Unter- setzungsgtriebe und einen Motor aufweist. Dabei ist dieser besonders günstig als Elektromotor auszugestalten. Ferner ist durch die Wahl des Elektromotors in besonders günstiger Weise eine Steuerung für die Betä- tigung erzielbar. Der Elektromotor kann aufgrund der Zwischenschaltung eines Unter- setzungsgtriebes zu- sätzlich von der Baugröße her verringert werden. Die erforderliche Leistung des Motors wird dadurch weiter reduziert, so daß kein negativer Einfluß auf die gesamte Energiesituation im Fahrzeug gegeben ist. Es genügen für eine Ansprechzeit von 150 ms bei einer Unter- setzung von 1 : 50 und einem Rampenwinkel von 1,5° Leis- tungen im Bereich bis circa 250 Watt für einen schweren PKW.

Nach einer weiteren Ausbildung ist vorgesehen, zur Bildung des Unter- setzungsgtriebes den Stellring an seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Verzahnung zu versehen, mit der ein Zahnritzel axial verschiebbar, insbesondere schrägverzahnt, kämmt. Hierdurch ist es ohne weiteres möglich, den Motor außerhalb des Ge- triebegehäuses anzuordnen.

Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Unter- setzungsgtriebes beträgt bis zu ca. 100:1. Hierdurch ist gewährleistet, daß herkömmlicher E-Motor genutzt werden kann, was ebenfalls die Kosten für ein solches Antriebsaggregat herabsetzt. Schließlich ist vorgese- hen, daß die Stellbewegung des Stellringes im Drehsin- ne einen Umfangsweg von weniger als 180 Grad aus- macht. Es ist also nur eine geringe Bewegung erforderlich, so daß die erforderliche Reaktionszeit von dem Anschalten des Motors bis zum Ansprechen des Sperr- differentiales, obwohl ein Unter- setzungsgtriebe zwi- schengeschaltet ist, eingehalten werden kann. Zur An- passung an die Anforderungen eines Antiblockiersys- tems sind geringe Lösezeiten von ca. 100 ms erforderlich. Diese können falls erforderlich durch Umpolen des Motors erzielt werden.

Um jedoch eine Rückstellbewegung im Sinne einer Entlastung der Reibanordnung zu gewährleisten, wenn der Motor aufgrund eines Stromausfalls nicht mehr da- zu in der Lage ist, ist eine Rückstellung durch eine oder mehrere Rückstellfedern vorgesehen. Die Federn kön- nen dabei als Spiralfedern ausgebildet sein, die bevor- zugt direkt der Motorwelle zugeordnet sind.

Schließlich ist nach einer weiteren Ausbildung vorge- sehen, daß der Motor oder die diesem nachgeordnete Unter- setzungsstufe des Unter- setzungsgtriebes durch einen schaltbaren Freilauf mit der dem Stellring zuge- ordneten Unter- setzungsstufe des Unter- setzungsgtriebes verbunden ist, der bei Betätigung des Motors im Sinne einer Druckbeaufschlagung sperrt, und bei Auf- hebung der Betätigung zum Ermöglichen des Rücklaufs das Unter- setzungsgtriebe vom Motor trennt.

Bei einer solchen Ausbildung kann es sogar genügen, den Motor nur in einer Drehrichtung laufend auszubilden, d.h. nicht umzusteuren und die Rückstellung des Stellringes nach Bedarf über die eine drehwirkende Rückstellfeder vorzunehmen.

Da die erste Druckscheibe in Drehrichtung relativ zum Differentialkorb stillsteht, ist bei einem Planeten- raddifferential vorgesehen, den Stellring über ein erstes Axialdrucklager, die daran anliegende erste Druckscheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anlie- gende Stöbel, ein zweites Axialdrucklager, eine daran

anliegende zweite Druckscheibe, die über weitere Stö- bel eine weitere Druckplatte beaufschlagt, an den Rei- blamellen abzustützen. Es wird hierdurch eine weitere Reibungsminderung erreicht und damit ein geringerer Kraftaufwand erforderlich.

Entsprechend ist bei einem Kegelraddifferential, bei dem die Reibanordnung zwischen den beiden Abtriebs- rädern wirksam ist, vorgesehen, den Stellring über ein erstes Axialdrucklager, die daran anliegende erste Druckscheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anliegende Stöbel ein zweites Axialdrucklager, eine daran anliegende Druckscheibe, die über weitere einen Korb durchdringende Stöbel eine weitere Druckplatte beaufschlagt, an den Reiblamellen abzustützen. Bei ei- nem Kegelraddifferentialgetriebe, bei dem die Rei- blamellen zwischen dem Differentialkorb und einem Ab- triebssrad wirksam sind, ist vom Stellring aus betrachtet nur ein Axialdrucklager, eine daran anliegende Druck- scheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anlie- gende Stöbel, die auf die Reiblamellen wirken, erforder- lich.

Bevorzugt sind über den Umfang mindestens drei sol- cher Rillenpaare und damit Wälzkörper vorgesehen. Die tiefste Stelle der Vertiefungen in Verbindung mit der Kugel dient als Rückdrehanschlag zur Begrenzung der Rückstellbewegung des Stellringes gegenüber dem Stützring.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele und ein Antriebs- schema hinsichtlich der Anwendung eines sperrbaren Ausgleichsgetriebes auf ein heckgetriebenes Kraftfahr- zeug sind in der Zeichnung schematisch dargestellt.

Es zeigt

Fig. 1 ein Antriebsschema für ein frontgetriebenes Kraftfahrzeug,

Fig. 2 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer ersten Ausführung, gemäß Fig. 1.

– Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Abtriebsrad.

Fig. 3 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer zweiten Ausführung, gemäß Fig. 1.

– Reibanordnung zwischen Planetenträger und Ab- triebssrad.

Fig. 4 ein Antriebsschema für ein heckgetriebenes Kraftfahrzeug Fig. 5 einen Halbschnitt durch ein Aus- gleichsgetriebe in einer dritten Ausführung, gemäß Fig. 4.

– Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Abtriebsrad.

Fig. 6 einen Halbschnitt durch ein Ausgleichsgetriebe in einer vierten Ausführung, gemäß Fig. 4.

– Reibanordnung zwischen den Abtriebsrädern.

Fig. 7 eine Explosionsdarstellung einer zweiten Aus- führungsform mit Rillen und Kugeln zur Umsetzung der Drehbewegung des Stellringes in eine Axialbewegung,

Fig. 8 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 4 im Ruhezustand, und

Fig. 9 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 4 im gespreizten Zustand zur Beaufschlagung der Reiban- ordnung,

Fig. 10 das Detail der Ausführungsform gemäß Fig. 5, mit weiteren Einzelheiten,

Fig. 11 ein Stütz- oder Stellring in Ansicht in einer ersten Ausführung,

Fig. 12 ein Stütz- und Stellring in einer zweiten Aus- führung.

Das in der Fig. 1 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein frontge-

triebene Fahrzeug. Es sind nur die Umriss zur Ver- deutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die beiden Vorderräder 2 und 3 sowie die Hinterräder 4 und 5. Die beiden Vorderräder 4, 5 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Kegelradausgleichsgetriebe 8 und die daran angeschlossenen Gelenkwellen 9, 10 angetrieben.

Extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 sind in den Fig. 2 und 3 sowie 5 und 6 dargestellt. In den Fig. 2 und 3 ist dabei jeweils ein Planetenraddifferential, in den Fig. 5 und 6 jeweils ein Kegelraddifferential dargestellt. In dem Gehäuse 11 ist über Lager 15, 19 der Differentialkorb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12 ist geteilt ausgebildet. Nach den Fig. 2 und 3 sind als Abtriebselemente im Differentialkorb 12 ein Planetenträger 16 und ein Abtriebsrad 17 aufgenommen. Auf als Hülsen ausgebildeten Drehzapfen 18, die im Planetenträger 16 angeordnet sind, sind achsparallele Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeugs 1 antreibbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Vorderräder 4, 5 dienen. Der zweite Abschnitt 12b des Differentialkorbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest verbunden. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen. Nach den Fig. 5 und 6 sind als Abtriebselemente ein erstes Abtriebsrad 16 und ein zweites Abtriebsrad 17 aufgenommen, wobei letzteres nach Fig. 6 mit einem Korb 61 drehfest verbunden ist. Auf sich kreuzenden radialen Drehzapfen 18, die im mehrteiligen Differentialkorb 12 gehalten sind, sind kegelige Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeugs 1 antreibbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der Differentialkorb 12 ist aus einem deckelförmigen Teil 12a, einem topfförmigen Teil 12b und (für Fig. 5) einem ringförmigen Einsatz 12c aufgebaut. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

In Fig. 2 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 eines Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechende Nuten oder Verzahnungen 23, die im Differentialkorb 12 angeordnet sind, drehfest eingreifen. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind die Drehzapfen 18 durchdringende Stöbel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stöbel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft.

In Fig. 3 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die ebenfalls Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 aufweist. Die Innenlamellen besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf eine entsprechende Außenverzahnung 25 des Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechenden Nuten oder Verzahnungen 23 drehfest eingreifen, die in einer Verlängerung des Planetenträgers 16 fest verbunden ist. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind die Drehzapfen 18 durchdringende Stöbel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stöbel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft.

In Fig. 4 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die ebenfalls Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 aufweist. Die Innenlamellen besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf eine entsprechende Außenverzahnung 25 des Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechenden Nuten oder Verzahnungen 23 drehfest eingreifen, die in einer Verlängerung des Planetenträgers 16 fest verbunden ist. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind die Drehzapfen 18 durchdringende Stöbel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stöbel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft.

Das in der Fig. 4 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein heckgetriebenes Fahrzeug. Es sind nur die Umriss zur Ver- deutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die bei- den Vorderräder 2 und 3 sowie die Hinterräder 4 und 5.

Die beiden Hinterräder 4, 5 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, eine Längswelle 52, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Ausgleichs- getriebe 8 und die daran angeschlossenen Gelenkwellen 9, 10 angetrieben.

Extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 sind in den Fig. 2, 3 und 5, näher dargestellt. In den Fig. 2 und 3 ist dabei jeweils ein Planetenraddifferential, in den Fig. 4 und 5 jeweils ein Kegelraddifferential dargestellt. In dem Gehäuse 11 ist über Lager 15, 19 der Differentialkorb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12 ist geteilt ausgebildet. Nach den Fig. 2 und 3 sind als Abtriebselemente im Differentialkorb 12 ein Planeten- träger 16 und ein Abtriebsrad 17 aufgenommen. Auf als Hülsen ausgebildeten Drehzapfen 18, die im Planeten- träger 16 angeordnet sind, sind achsparallele Aus- gleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeugs 1 antreibbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der zweite Abschnitt 12b des Differentialkorbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest verbunden. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufge- nommen. Nach den Fig. 4 und 5 sind als Abtriebsele- mente ein erstes Abtriebsrad 16 und ein zweites Ab- triebssrad 17 aufgenommen, wobei letzteres nach Fig. 6

mit einem Korb 61 drehfest verbunden ist. Auf sich kreuzenden radialen Drehzapfen 18, die im mehrteiligen Differentialkorb 12 gehalten sind, sind kegelige Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antriebbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der Differentialkorb 12 ist aus einem deckelförmigen Teil 12a, einem topfförmigen Teil 12b und einem ringförmigen Einsatz 12c aufgebaut. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

In Fig. 5 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf dem Abtriebsrad 17 angeordneten Hülse drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang Zähne auf, die in entsprechenden Nuten oder Verzahnungen 23, die unmittelbar im Differentialkorb 12 ausgebildet sind, drehfest und axialverschieblich eingreifen. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die an Teilen des Differentialkorbes 12 ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 axial beaufschlagbar. Es sind den Differentialkorb durchdringende Stöbel 41 vorgesehen, die auf die Druckplatte 57 wirken und von einer Druckscheibe 40 außerhalb des Differentialkorbes beaufschlagt werden. Zwischen den Flächen der Druckscheibe 40 und des Stellringes 28 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut.

In Fig. 6 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 umfaßt. Hierbei sind in den Bohrungen der Innenlamellen Verzahnungen vorgesehen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf der Abtriebswelle 13 angeordneten Hülse drehfest und axial verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang Zähne auf, die in einem mit der zweiten Abtriebswelle 14 drehfest verbundenen Innenkorb 61 ausgebildet sind. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die am Abtriebsrad 17 ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung über eine Druckplatte 57 axial beaufschlagbar. Es sind den Innenkorb 61 axial durchdringende Stöbel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere, den Differentialkorb durchdringende Stöbel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete zweite Druckscheibe 40 anliegt. Zwischen den Flächen des Stellringes 28 und der Druckscheibe 40 ist ein zweites Axialdrucklager 39 vorgesehen. Die Beaufschlagung der Reibanordnung 21 zur Abbremsung des Abtriebrades 17 gegenüber dem Differentialkorb 12 ist nachfolgend beschrieben, und zwar unter Bezugnahme auf die Fig. 2, 3 und 7. Im Gehäuse 11 ist drehfest und axial unverschiebbar ein Stützring 54 angeordnet. Auf einem Lagerträgeransatz 31 ist ferner ein Stellring 28 drehbar und axial verschiebbar angeordnet. Der Stellring 28

stützt sich über Wälzkörpern 49, die in Kugelrillen 47, 48 laufen, Fig. 7 an dem Stützring 54 ab. Stellring 28 und Stützring 54 weisen radial verlaufende Stirnbereiche auf, die einander gegenüberliegen. Bei dem in den Fig. 2, 3 und 4 dargestellten Beispiel besitzt der Stellring 28 auf seiner dem Stützring 54 zugewandten Stirnfläche mindestens zwei umfangsverteilt angeordnete und ansteigend verlaufende Kugelrillen 47 auf. Der Stützring 54 besitzt die gleiche Anzahl gegensinnig ansteigend verlaufende Kugelrillen 48. Im Ausgangszustand, wenn die Reibanordnung 21 nicht durch eine Axialkraft beaufschlagt ist, also bei im offenen Zustand arbeitenden Ausgleichsgetriebe 8, befinden sich Stellring 28 und Stützring 54 in der zueinander nächstmöglichen Position. Bei Verdrehung des Stellringes 28 verdrehen sich die Kugelrillen 47, 48 relativ zueinander und verschieben den Stellring 28 in Richtung auf die Reibanordnung 21, die zu einer vorbestimmten Sperrung und damit Ankuppelung der Bewegung des Abtriebrades 17 und gegebenenfalls des Abtriebsrades 16 an die Drehbewegung des Differentialkorbes 12 führt.

Zur Erzielung der Drehbewegung ist der Stellring 28 in seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Verzahnung 34 versehen, in die ein Ritzel 35 eingreift. Das Ritzel 35 ist mit einem Motor 33, der als Elektromotor ausgebildet ist, verbunden. In den Fig. 7 bis 10 ist eine bevorzugte alternative Betätigungs möglichkeit dargestellt. Der Stellring 28 besitzt in seiner Stirnfläche 45 umfangsverteilt mehrere Kugelrillen 47, welche ausgehend von der tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlagfläche 50 ausgebildet sind, zur Stirnfläche 45 hin ansteigend verlaufen. Die Kugelrillen 47 verlaufen jeweils dabei in einem Kreisbogen. Der Kugelrille 47 ist gegenüberliegend in der Stirnfläche 46 des Stützringes 54 eine Kugelrille 48 angeordnet, die ebenfalls ausgehend von einer tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlag 51 gedacht ist, in Richtung auf die Stirnfläche 46 ansteigend verläuft. Der Verlauf der beiden Kugelrillen 47 und 48 ist jedoch einander entgegengerichtet. In jeweils zwei Kugelrillen 47, 48, die paarweise gegenüberliegend angeordnet sind, ist jeweils ein Wälzkörper in Form einer Kugel 49 aufgenommen. Bei Verdrehung des Stellringes 28 zum Stützring 54 bewegt sich die Kugel 49 in den Kugelrillen 47, 48. Dabei findet durch die Kugel 49 eine Spreizung statt, so daß sich der Stellring 28 vom Stützring 54 entfernt. Hierbei wirkt die Rückseite des Stellringes 28 über ein anliegendes Axialdrucklager 39 auf eine mit dem Differentialkorb umlaufende Druckscheibe 40, die wieder auf die aus Innen- und Außenlamellen bestehende Reibanordnung 21 einwirkt. Der außen über einen Teilumfang mit einer Verzahnung 34 versehene Stellring 28 wird über ein Ritzel 35 und eine Übersetzungsanordnung 32 von einem Motor 33 angetrieben, auf dessen Welle eine als Spiralfeder ausgebildete Rückstellfeder 37 vorgesehen ist. Alternativ ist, wie aus den Fig. 8 und 9 ersichtlich, vorgesehen, zwischen Stellring 28 und Stützring 54 Zugfedern 38 als Rückstellfedern anzurichten. In Fig. 9 ist die gespannte Lage der Rückstellfedern 38 erkennbar. Es sind bevorzugt mehrere Zugfedern auf dem Umfang verteilt angeordnet. Ebenso sind mehrere Rillenpaare 47, 48 und Kugeln 49 auf dem Umfang verteilt vorgesehen. In Fig. 10 ist unter Verwendung der gleichen Bezugsziffern im wesentlichen ein mit der Darstellung nach Fig. 8 übereinstimmendes Detail dargestellt. Die Kugelrillen 47, 48 weisen hier jedoch eine veränderliche Steigung bezüglich der Tiefe auf, wobei ausgehend vom dargestellten unverdrehten Zustand des Stellringes 28 eine Phase I mit veränderli-

cher Steigung, nämlich einem steilen Anstieg mit einer hohen Spreizungsrate über dem Drehwinkel, jedoch mit kontinuierlich abnehmender Steigung und damit abnehmender Spreizungsrate über dem Verdrehwinkel, und anschließend eine Phase II mit konstanter Spreizungsrate erkennbar sind, die für die Spreizung unter Last gewünscht ist. Diese konstante Steigung ist erforderlich, um unterschiedliche Last- und Verschleißzustände abzudecken. Zwischen Stützring 54 und Stellring 28 ist ein Kugelkäfig 62 dargestellt, der die Kugeln mit gleichem Umfangsabstand hält und sie zwingt, synchron zu laufen, was insbesondere in Phase I von besonderer Bedeutung ist.

In Fig. 11 ist der Stellring 28 in Ansicht dargestellt, wobei nach einer alternativen oder ergänzenden Weiterbildung sechs Kugelrillen 48 über den Umfang verteilt erkennbar sind, die bei untereinander gleichen oder unterschiedlichen Steigungsgraten hinsichtlich der Tiefe außerdem einen Bereich haben, der eine Radialkomponente im Bahnverlauf aufweist, so daß die Spreizungsrate mit zunehmendem über dem Verdrehwinkel hier ver- 20 ringert ist.

In Fig. 12 ist im wesentlichen die gleiche Darstellung des Stellrings 28 wie in Fig. 11 zu finden, wobei jedoch hier in Folge der radialen Komponente der Kugelrillen 25 48 im Bereich der Phase II von der Möglichkeit Gebrauch gemacht wurde, die Rillen sich in Umfangsrichtung überdecken zu lassen. Aufgrund des größeren möglichen Verdrehwinkels kann eine geringere Steigungsrate und damit ein empfindlicheres Ansprechver- 30 halten erzeugt werden.

#### Bezugszeichenliste

1 Fahrzeug	35	41 Stöbel
2,3 Vorderräder		45 Stirnfläche (Stellring)
4,5 Hinterräder		46 Stirnfläche (Stützring)
6 Motor		47 Kugelrille Stellring
7 Schaltgetriebe	20	5 48 Kugelrille Druckring
8 Ausgleichsgetriebe		49 Kugel
9,10 Antriebswelle		50,51 Rückdrehanschlagfläche
11 Gehäuse		52 Längswelle
12 Differentialkorb		54 Stützring
13,14 Steckanschlußwelle		57 Druckplatte
15 Lager		58 Stöbel
16,17 Abtriebselemente	40	59 Druckscheibe (erste)
18 Drehzapfen (bzw. Bolzen)		60 Axiallager (erstes)
19 Lager		61 Innenkorb
20 Tellerrad		15 62 Kugelkäfig
21 Reibanordnung		
22 Außenlamellen		
23 Innennuten		
24 Innenlamellen		
25 Außenverzahnung		
26 Stützfläche	45	
27 Druckplatte		
28 Stellring		
29 Ausgleichsrad		
31 Lagerträgeransatz		
32 Drehantrieb	50	
33 Motor		
34 Verzahnung		
35 Ritzel		
36 Übersetzung		
37 Rückstellfeder (Spiralfeder)	55	
38 Zugfeder		
39 Axiallager (zweites)		
40 Druckscheibe (zweite)	60	
	65	

#### Patentansprüche

1. Ausgleichsgetriebe (8) mit extern veränderlich steuerbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse (11) drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb (12), mit diesem koaxial angeordneten und drehbar gekoppelten, jeweils mit einer Abtriebswelle drehfest verbundenen Abtriebselementen – zwei Abtriebsräder oder einem Abtriebsrad und einem Planetenträger (16, 17) –, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb (12) drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern (29) und einer Reibanordnung (21), die abwechselnd drehfest mit einem ersten der koaxial liegenden Teile – Differentialkorb (12) oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger (16, 17) – verbundene Außenlamellen (22) und drehfest mit einem anderen der koaxial liegenden Teile – Differentialkorb (12) oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger (16, 17) – verbundene Innenlamellen (24) gegebenenfalls unter Zwischenschaltung frei drehender Zwischenscheiben umfaßt, wobei diese einerseits an einer Stützfläche eines der Teile – Differentialkorb (12) oder eines der Abtriebsräder (16, 17) – axial abgestützt sind und andererseits über eine Betätigungsseinrichtung axial beaufschlagbar sind, wobei die Betätigungsseinrichtung einen zum Gehäuse (11) dreh- und axialfesten Stützring (54), einen dazu relativ begrenzt verdrehbaren, axial verschiebbaren Stellring (28) und einen diesen bedarfswise antreibenden Drehantrieb (32) aufweist und sich der Stellring (28) zumindest mittelbar an über dem Umfang wirksamen Steuerkurven oder -rillen (47, 48) gegenüber dem Stützring (54) abstützt, dadurch gekennzeichnet, daß Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen (45, 46) des Stützrings (54) und des Stellrings (28), die zwischen dem Stützring und dem Stellring in abstützender, den Stellring (28) bei Verdrehung verschiebender Wirkverbindung stehen, eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring (28) wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen, und eine zunächst starke und dann geringere axiale Änderungsrate der auf den Stellring (28) wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen.
2. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve oder -profile aus zumindest in einem der Ringe (28, 54) im wesentlichen in Umfangsrichtung verlaufenden Kugelrillen (47, 48) veränderlicher Tiefe und darin geführten an dem jeweils zweiten Ring anliegenden

Kugeln (49) bestehen.

3. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kugelrillen (47, 48) zur Variation der axialen Änderungsrate eine in Umfangsrichtung veränderliche Steigung 5 haben.

4. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kugelrillen (47, 48) zur Variation der axialen Änderungsrate eine über dem Umfang bei gleichbleibender Steigung veränderliche radiale Richtungskomponente haben. 10

5. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß sich mehrere gleichartige Kugelrillen (47, 48) in Umfangsrichtung auf unterschiedlichem Radius der Stirnflächen (45, 46) überdecken. 15

6. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß ein Kugelkäfig (57) zwischen Stützring (54) und Stellring (28) vorgesehen ist, der die Kugeln (49) in gleichem Umfangsabstand zueinander hält. 20

7. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellring (28) über eine Außenverzahnung (34) von einem 25 achsparallel zu den Abtriebsrädern angeordneten Zahnritzel (35) angetrieben wird.

8. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzahnung zwischen Stellring (28) und Zahnritzel (35) als Schrägverzahnung 30 ausgebildet ist.

9. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor (33) oder die diesem nachgeordnete Untersetzungsstufe des Untersetzungsgetriebes durch einen schaltbaren Freilauf (36) mit der dem Stellring (28) zugeordneten Untersetzungsstufe (34, 35) des Getriebes verbunden ist, der bei Betätigung des Motors (33) im Sinne einer Druckbeaufschlagung für die Reibanordnung (21) sperrt und bei Aufhebung der Betätigung im Sinne eines Rücklaufs des Stellrings (28) das Untersetzungsgetriebe (34, 35) vom Motor (33) trennt. 40

10. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß den zugewandten Stirnflächen (45, 46) von Stützring (54) und Stellring (28) Vertiefungen (47, 48) paarweise gegenüberliegend zugeordnet sind, die gegenläufig in Umfangsrichtung von der tiefsten Stelle zur Stirnfläche (45, 46) ansteigend ausgebildet sind, wobei 50 jeweils ein Paar von Vertiefungen (47, 48) zwischen sich einen Wälzkörper, insbesondere eine Kugel (49), aufnimmt.

Hierzu 12 Seite(n) Zeichnungen

— Leerseite —

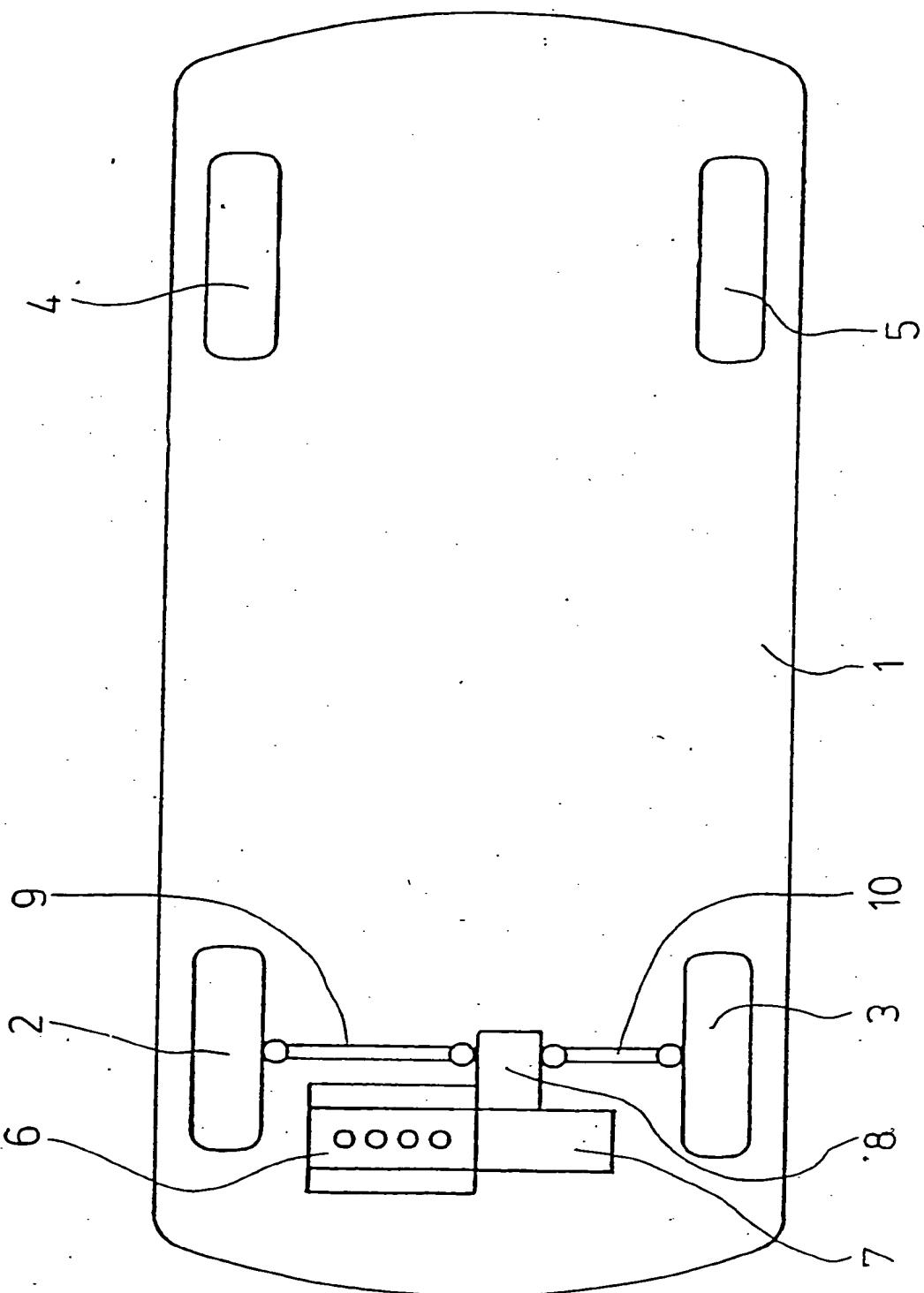
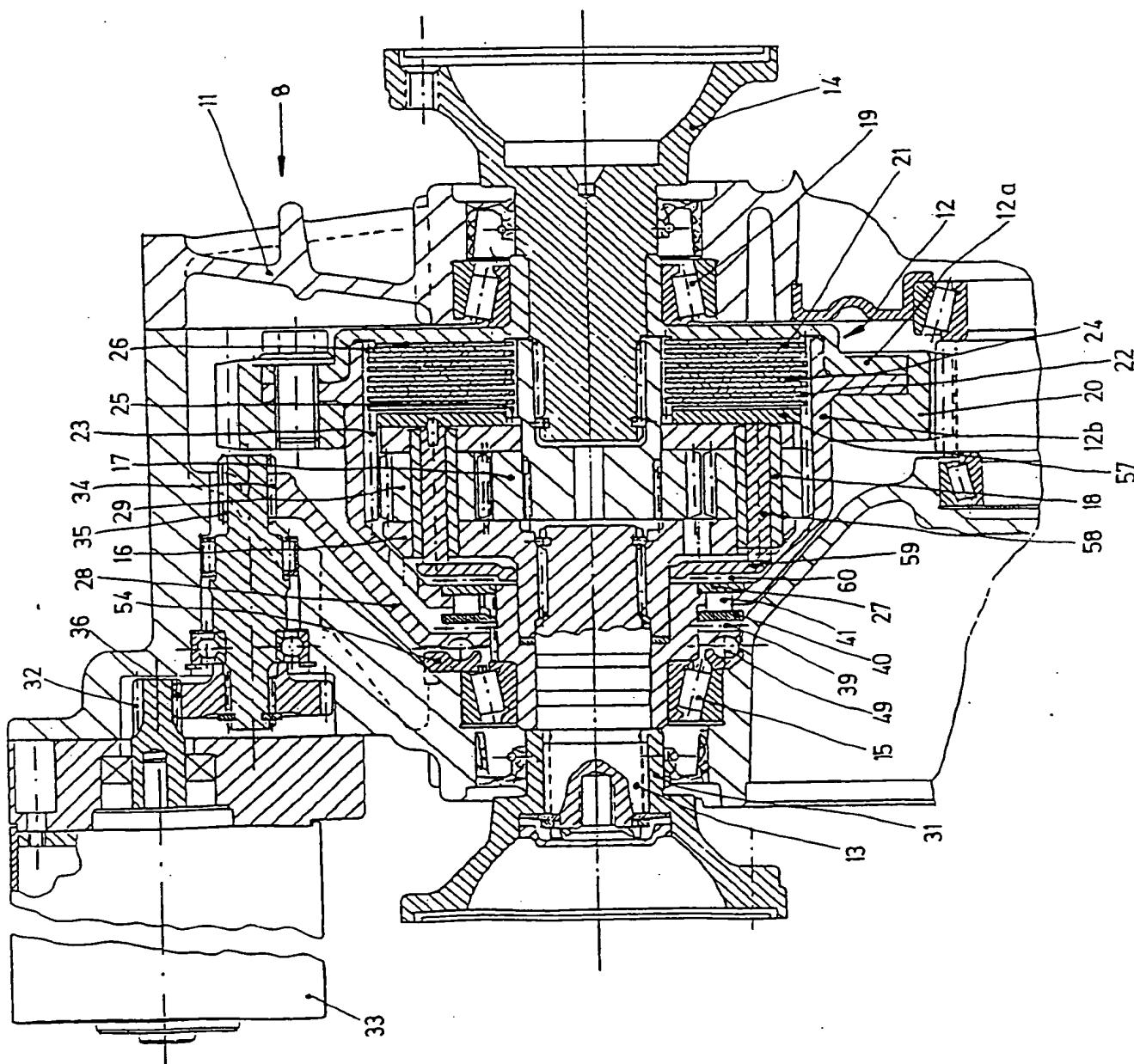


Fig. 1

Fig. 2



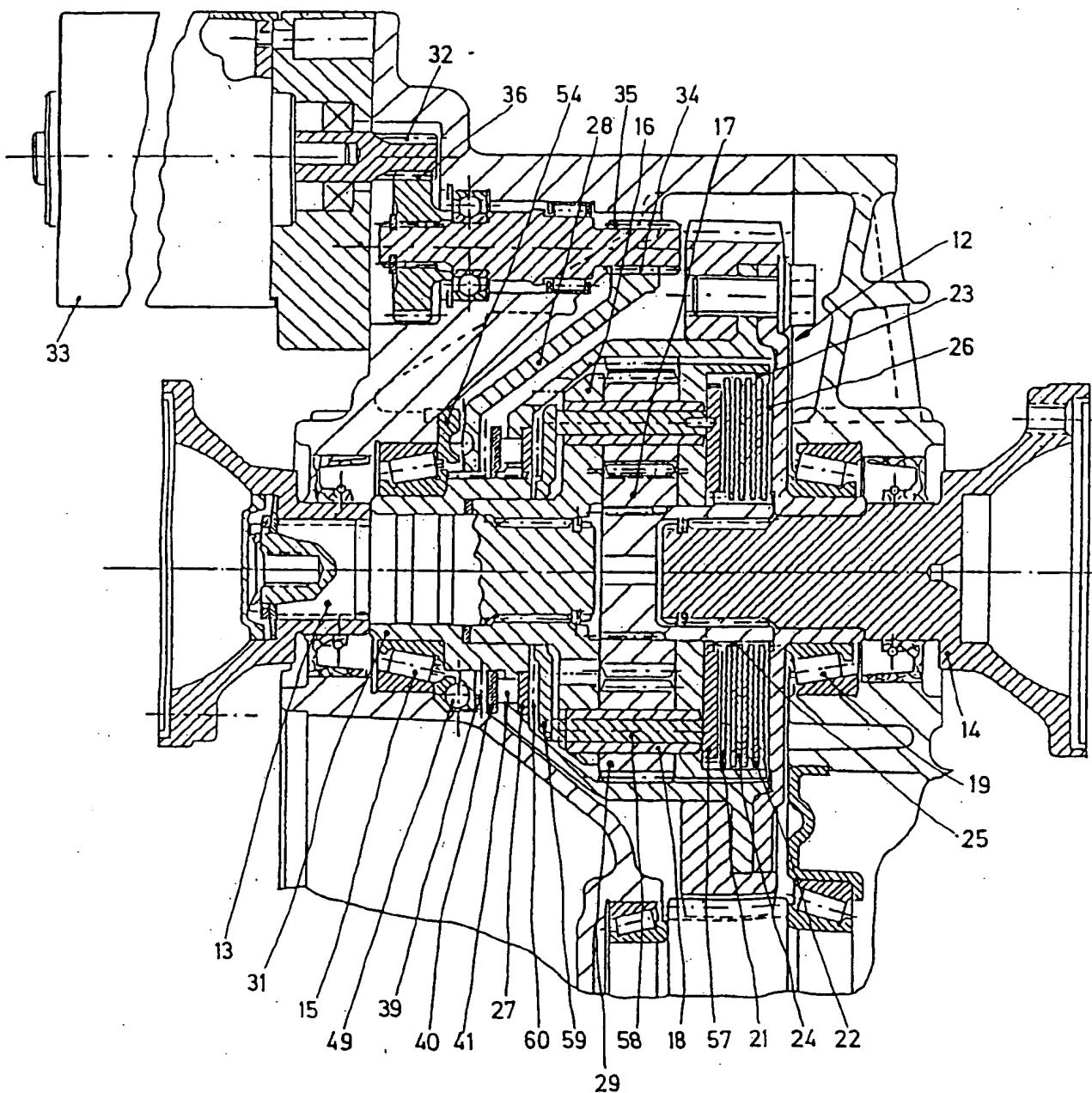
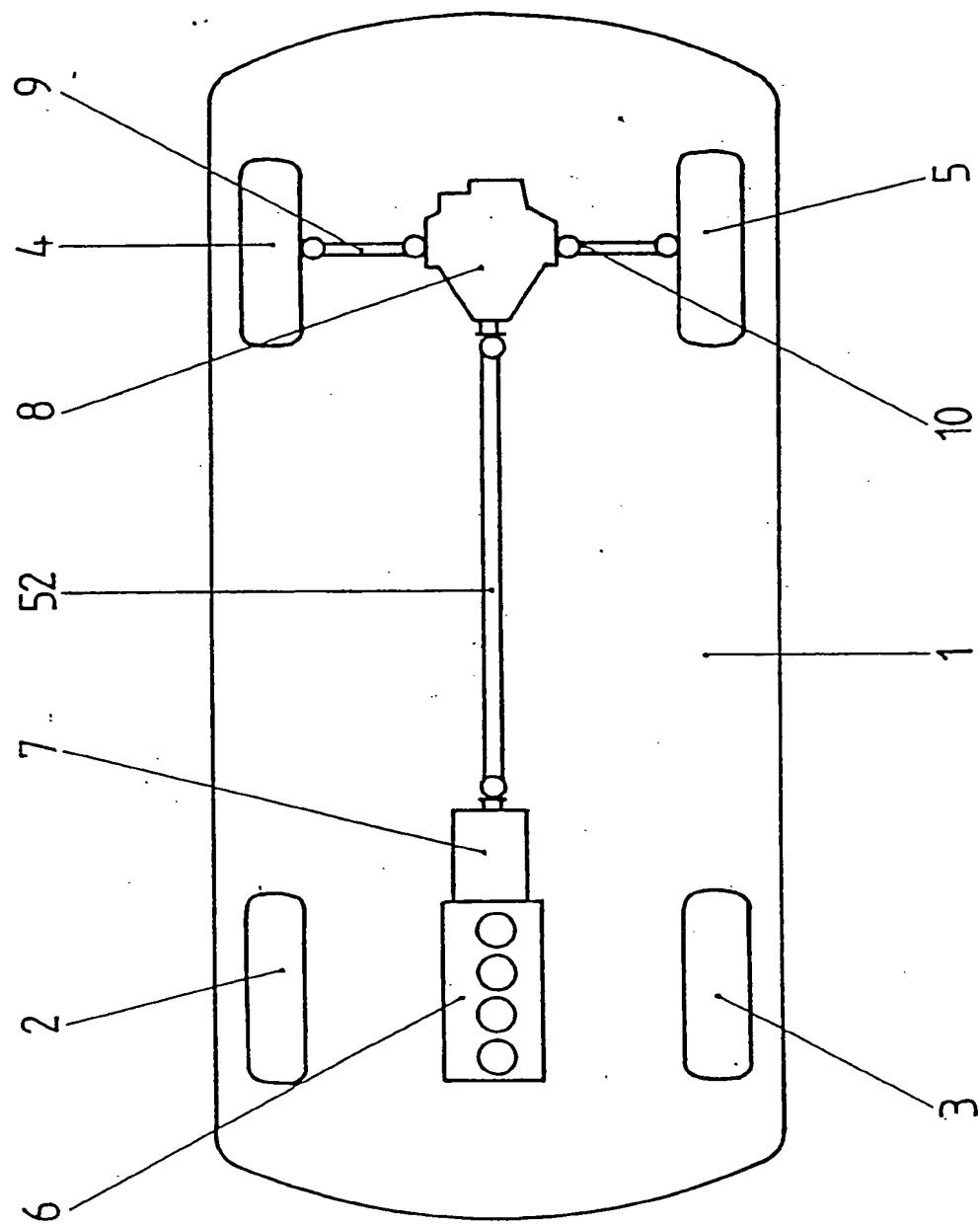
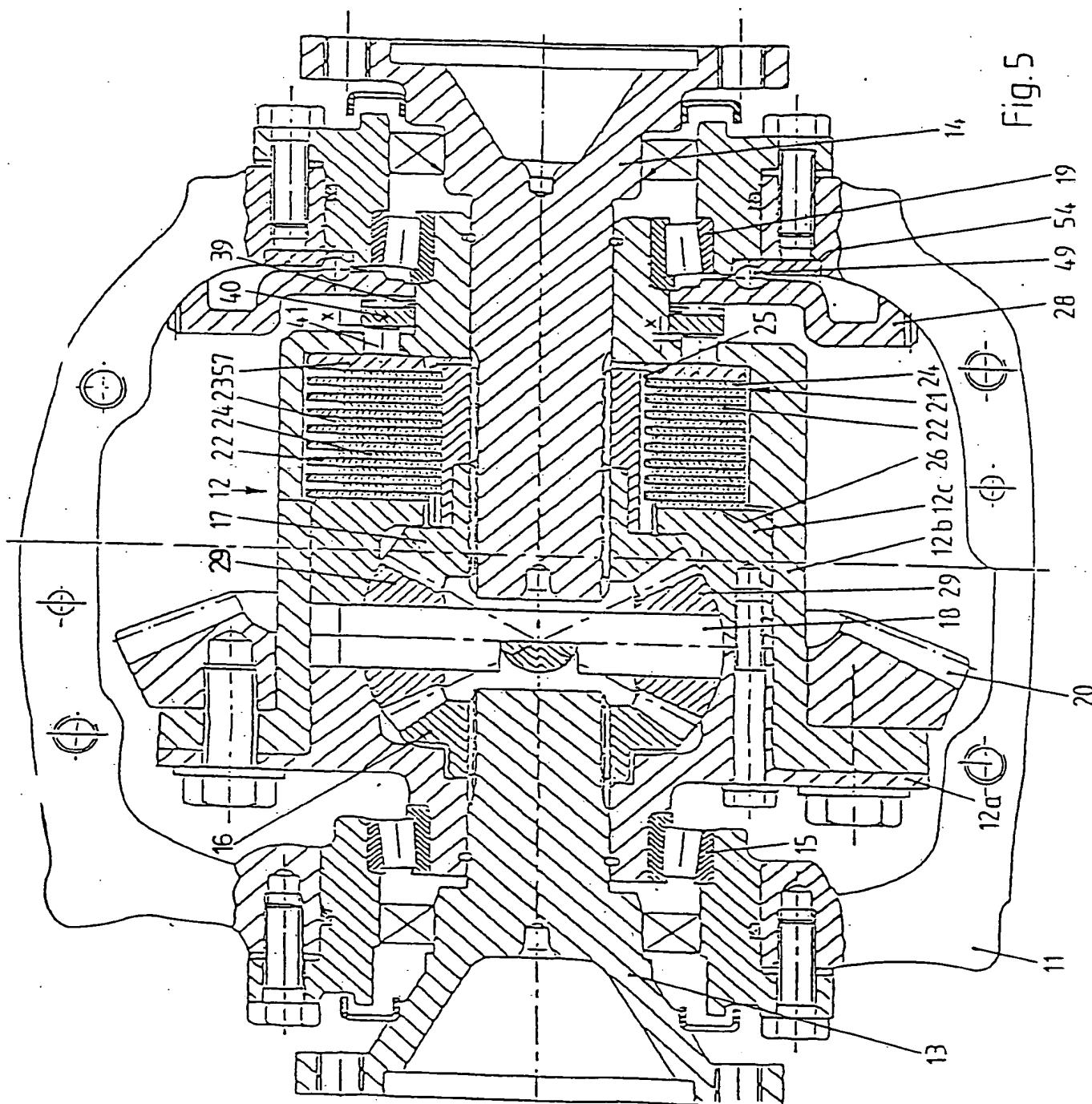


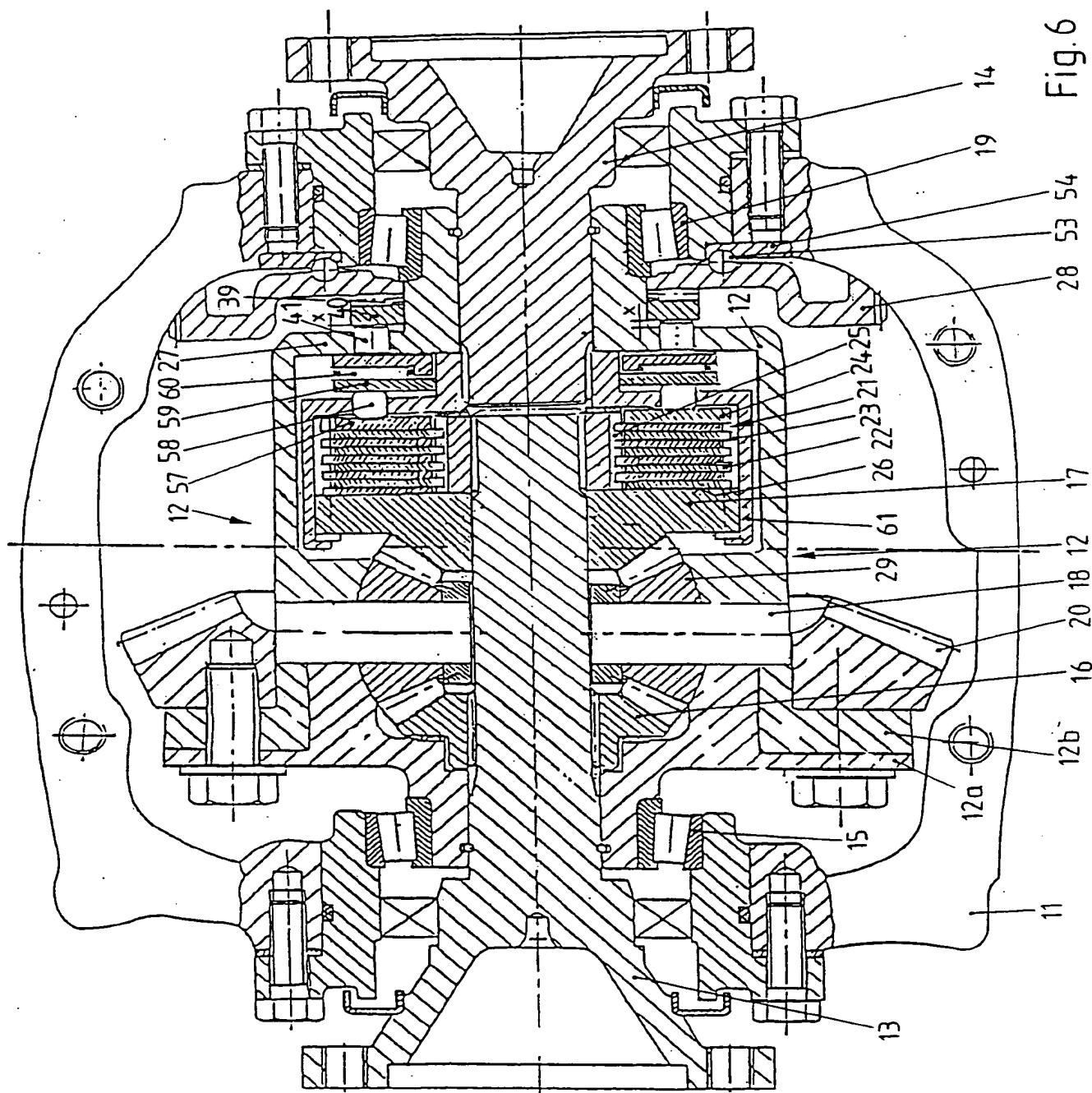
Fig. 3

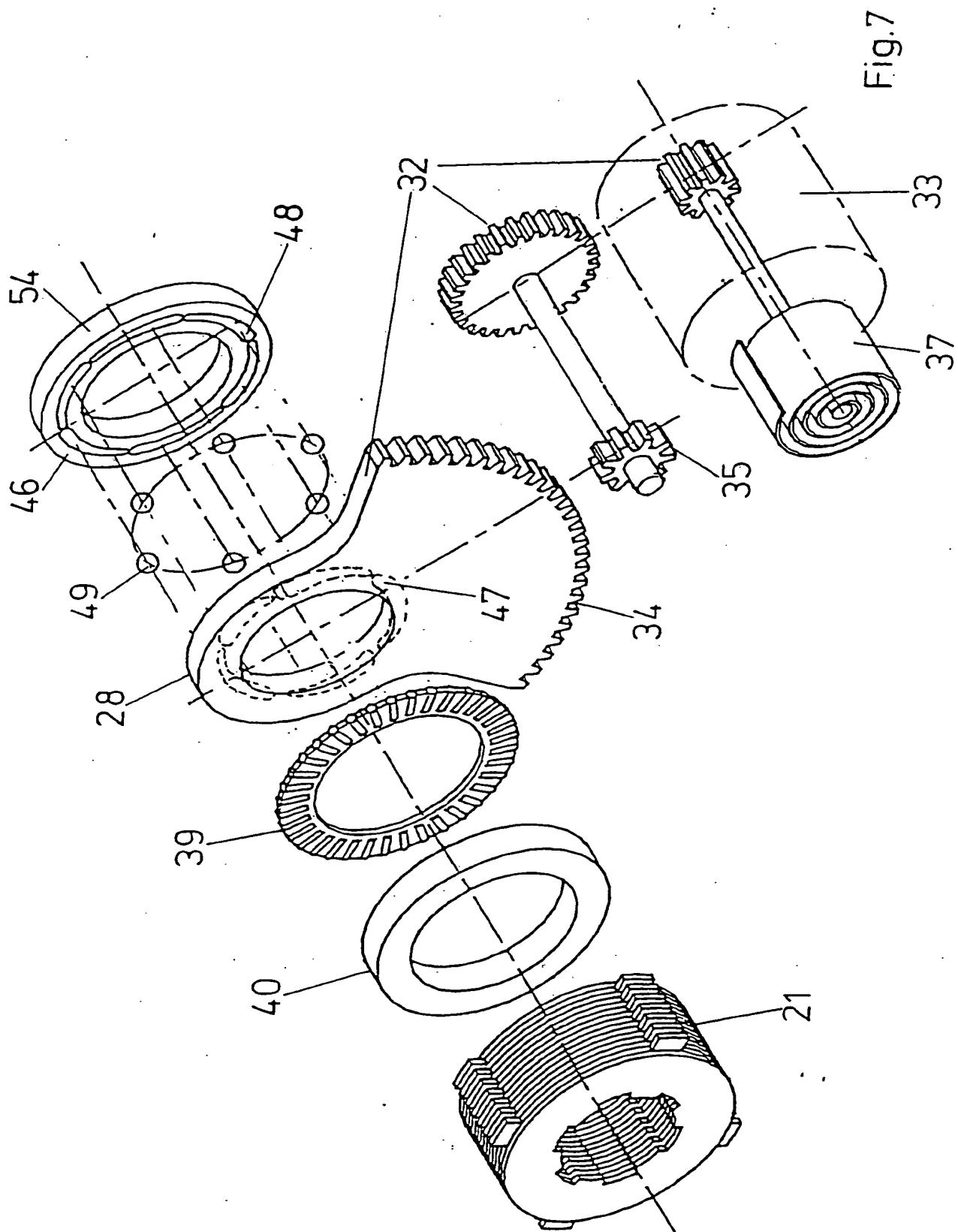
Fig. 4



16. Januar 1992







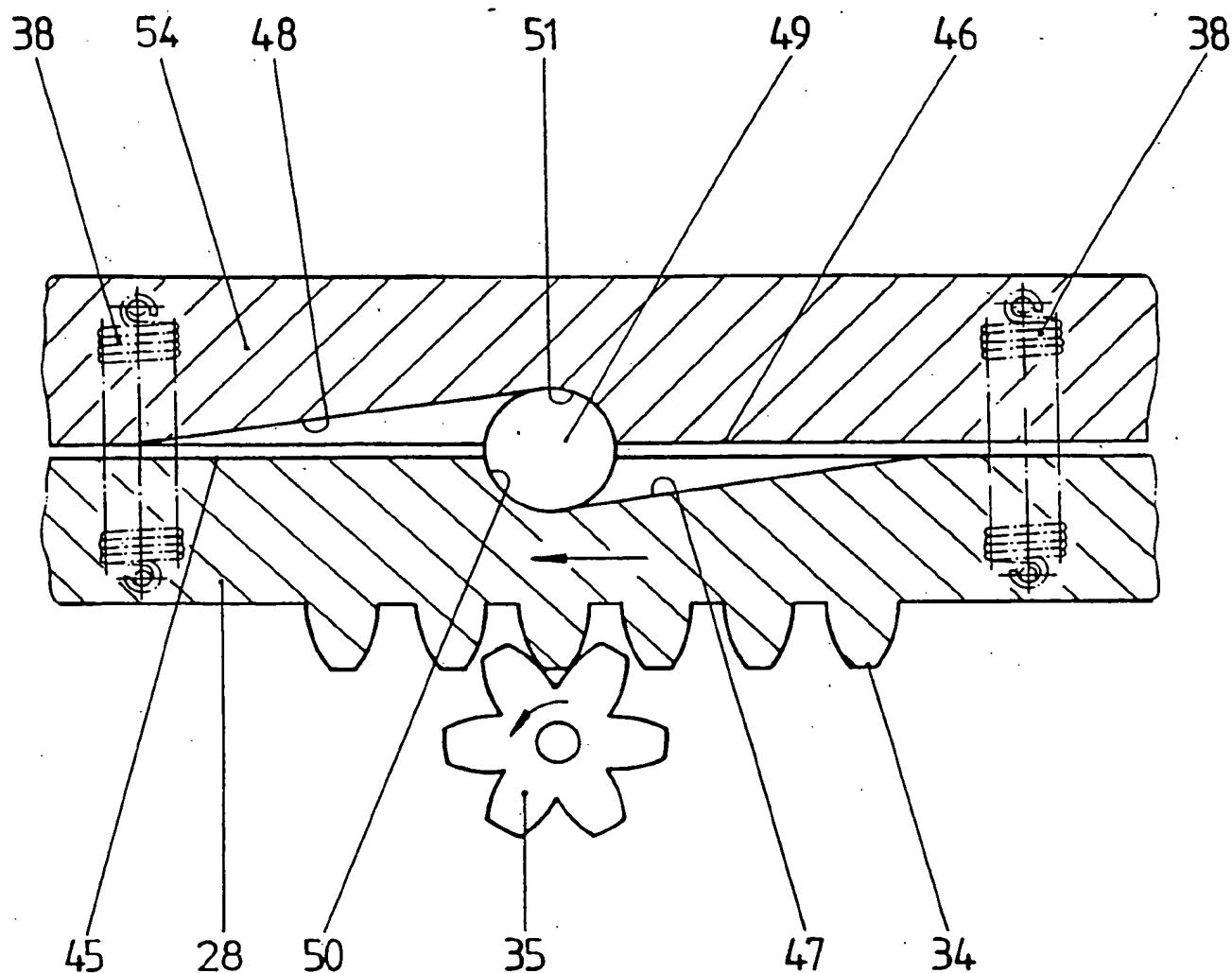
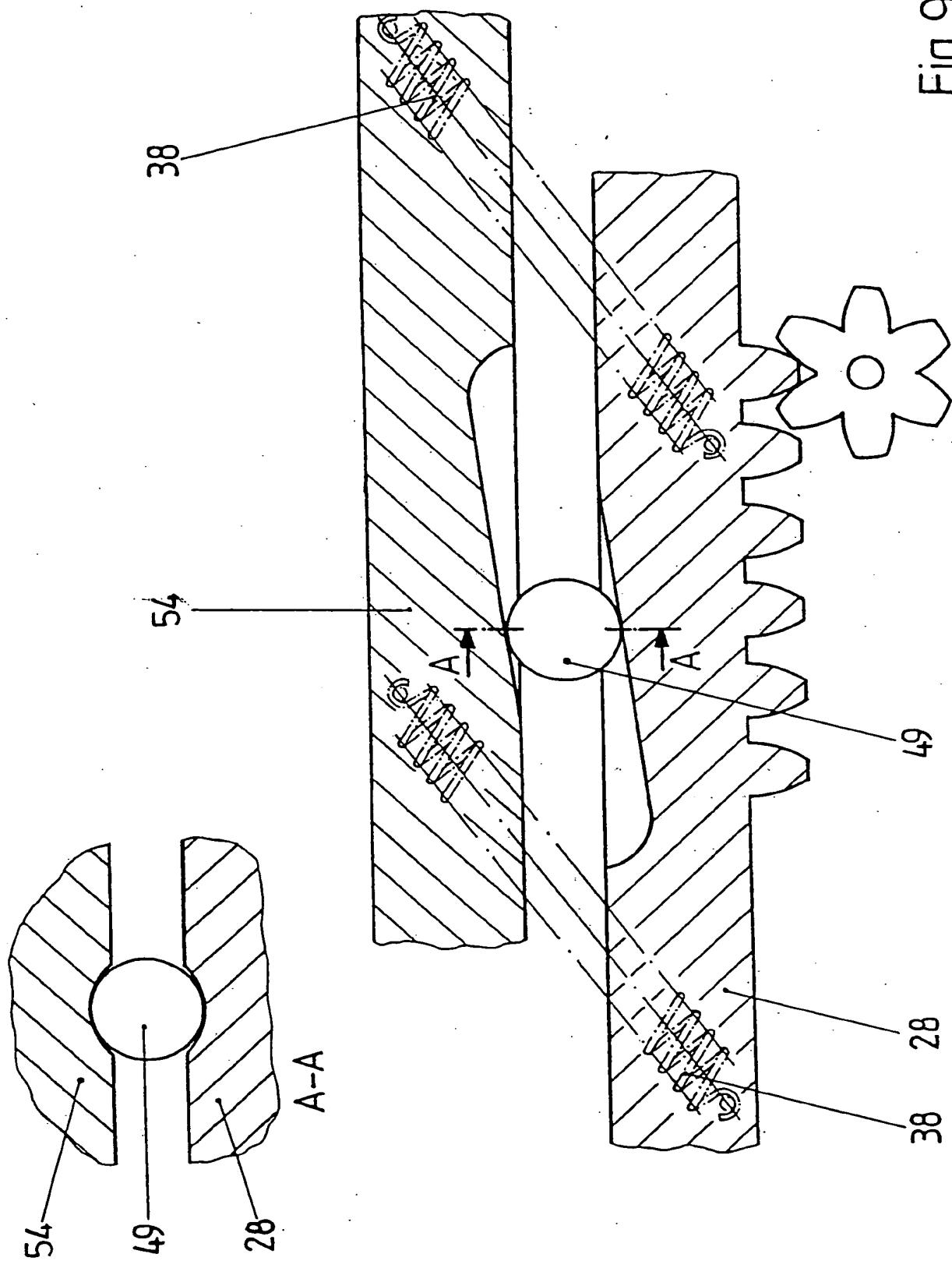


Fig.8

Fig. 9



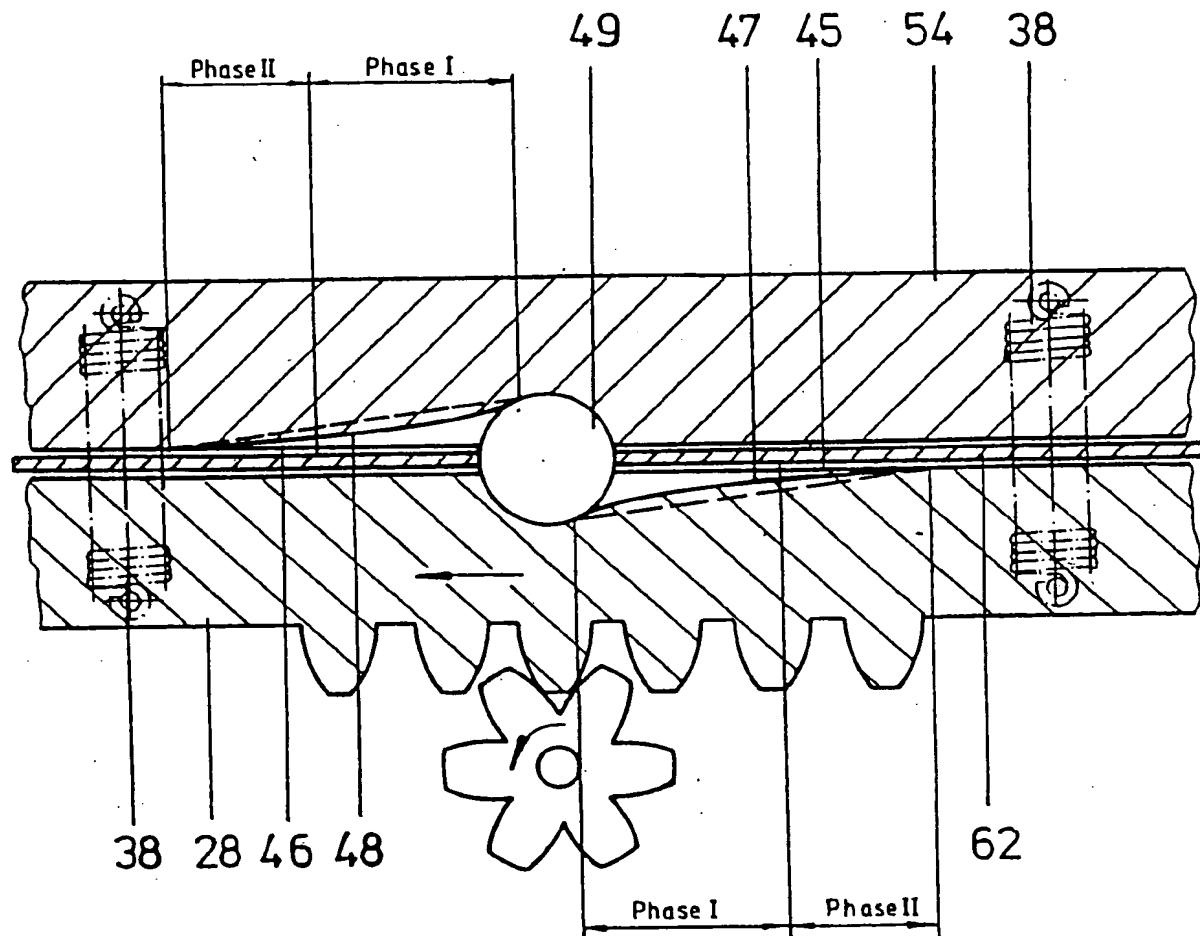


Fig.10

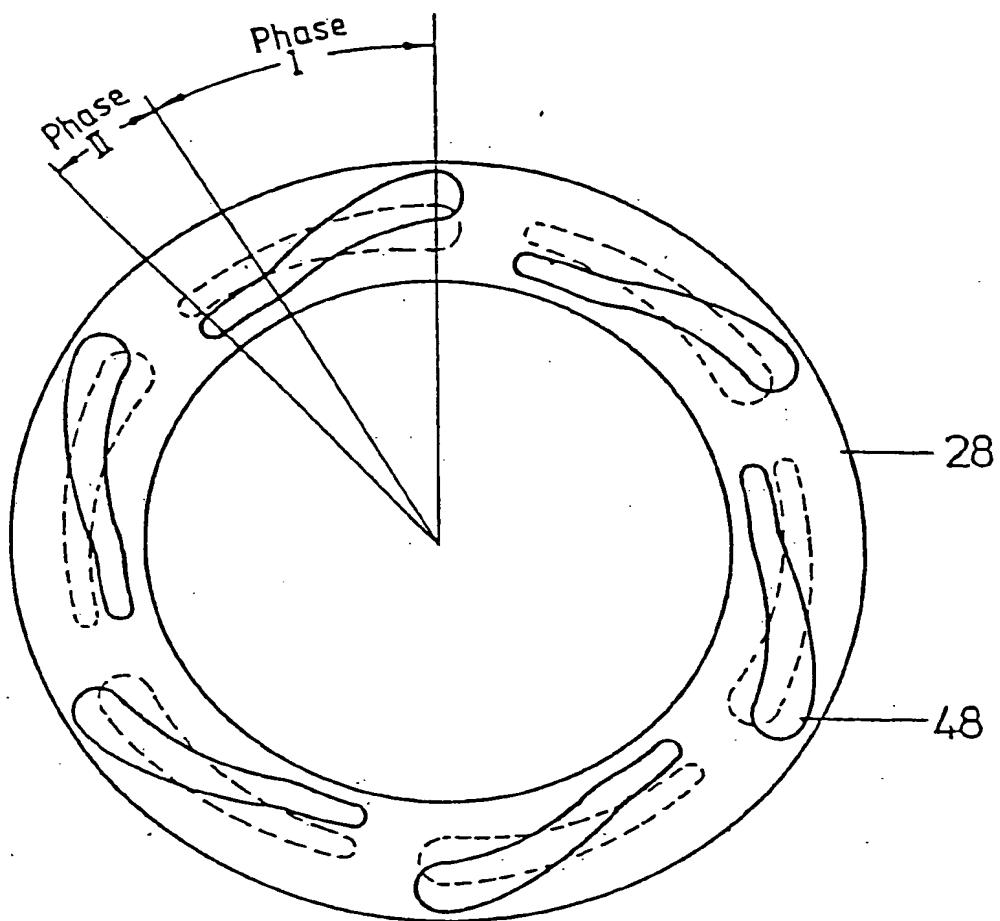


Fig.11

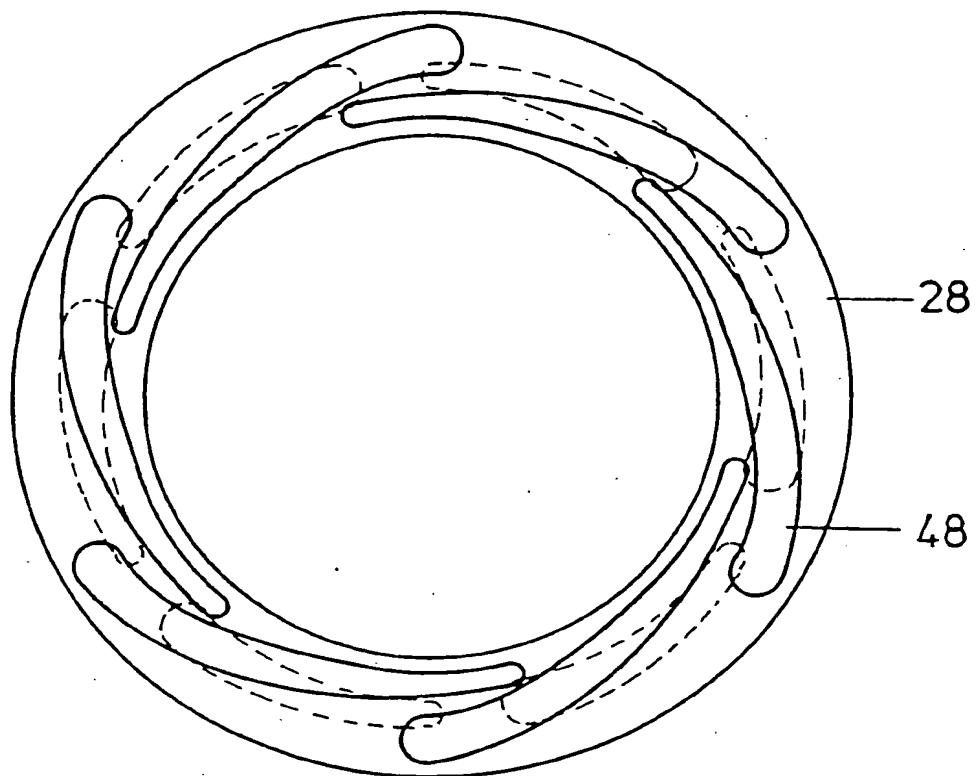


Fig.12

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: \_\_\_\_\_**

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**